

⑩ 日本国特許庁(JP) ⑪ 特許出願公開
⑫ 公開特許公報(A) 平4-148083

⑬ Int. Cl.³ 識別記号 庁内整理番号 ⑭ 公開 平成4年(1992)5月21日
F 04 B 27/08 S 6907-3H

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全9頁)

⑮ 発明の名称 可変容量式斜板型圧縮機

⑯ 特 願 平2-273035

⑰ 出 願 平2(1990)10月10日

⑱ 発 明 者 松 田 三 起 夫 愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会社日本自動車部
品総合研究所内
⑲ 発 明 者 稲 垣 光 夫 愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会社日本自動車部
品総合研究所内
⑲ 発 明 者 笹 谷 英 顕 愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会社日本自動車部
品総合研究所内
⑲ 発 明 者 宮 川 和 仁 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電装株式会社内
⑲ 出 願 人 株式会社日本自動車部 愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地
品総合研究所
⑲ 出 願 人 日本電装株式会社 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
⑲ 代 理 人 弁理士 岡 部 隆 外1名

明 細 書

1. 発明の名称

可変容量式斜板型圧縮機

2. 特許請求の範囲

内部にシリンダ室を有するシリンダブロックと、
このシリンダブロック内に回転自在に配置され
たシャフトと、

このシャフトに連結手段を介して連結し、この
連結手段回りに揺動自在に配置された斜板と、

前記シリンダ室内に揺動自在に配置されて、前
記斜板の揺動運動を受けて前記シリンダ室内を往
復移動するピストンと、

このピストンの両側の端部のそれぞれに前記シ
リンダ室内面との間で形成され、流体の吸入、圧
縮、吐出を行なう作動室と、

前記連結手段に係合し、前記連結手段の位置を
前記シャフトの軸方向に変位させるとともに、前
記斜板の傾斜角を変位させ、前記ピストンのうち

一方の側に形成される第1作動室では、前記斜板
の傾斜角に係わらず、その上死点位置がほぼ一定
になるようにし、前記ピストンのうち他方の側に
形成される第2作動室では前記斜板の傾斜角に応
じてデッドボリュウムが変動するよう制御するス
プールとを備え、

前記連結手段の回転中心位置を前記シャフトの
中心線と前記斜板の中心線の交点より、圧縮状態
にある第1作動室より遠ざかる方向にずらして設
けたことを特徴とする可変容量式斜板型圧縮機。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は斜板圧縮機に関するもので、例えば自
動車空調装置の冷媒圧縮機として用いて有効であ
る。

(従来技術およびその問題点)

可変容量式斜板型圧縮機として、斜板を揺ぐよ

うにしてピストンを配置し、そのピストンの一面側の端面に第1作動室を形成し、かつピストンの他面側に第2作動室を形成するいわゆる斜板型圧縮機において、斜板の傾斜角を変動させると同時に斜板の回転中心位置をずらし、第1作動室側では斜板の傾斜角変動に係わらず、その上死点位置がほぼ一定に制御され、かつ第2作動室側では斜板の傾斜角に応じてデッドボリュームが増大するようにしたものは本発明者等によりすでに提案されている。

本発明は、このタイプの可変容量式斜板型圧縮機の改良に関するもので、特に斜板のスラスト方向の荷重を支持するスラストベアリングの耐久性向上を図るものである。

すなわち、本発明者らの検討によれば、従来の可変容量式斜板型圧縮機では、斜板の傾斜角度および回転中心位置を変位させることと相まって、多大なスラスト荷重がスラストベアリングに加わり、その結果スラストベアリングの耐久性が問題となるということが確かめられた。ここで、スラ

斜板の瞬間回転中心位置から、上記連結手段による回転中心位置までの距離が斜板型圧縮機内部の力のモーメントを定めるのに重要な因子となる。このモーメントにつりあう力がスプールに加えられ、これがスラスト荷重として作用するものであるため、モーメントを変動させることなく力の絶対値を減少させるためには連結手段の回転中心から瞬間回転中心までの距離を長くするようにすればよい。

そこで、本発明の斜板型圧縮機では、連結手段の回転中心位置を、シャフトの中心軸と斜板の中心軸の交点よりも、圧縮過程にある第1作動室より遠ざかる位置に配設するという構成を採用する。

(作動)

圧縮機が運転途中にある場合、ピストンによる圧縮反力はピストンを介して斜板に伝達される。またこの状態において斜板の傾斜角を保持するためもしくは斜板の傾斜角を変動させるために、スプールには所定の圧力が付加されている。この場

スラストベアリングの耐久性が損なわれることは、ひいては斜板型圧縮機の円滑な回転が損なわれることにもなり、圧縮機全体としての寿命を短くしてしまうものであった。

(発明が解決しようとする課題)

本発明は上記点に鑑みて案出されたもので、可変容量式斜板型圧縮機のスラストベアリングの長寿命化を図ることを目的とする。

(構成)

上記目的を達成するため、本発明者らは斜板型可変容量式圧縮機特有のスラスト荷重の変動につき種々の検討を行なった。すなわち、この種の可変容量式圧縮機では、斜板がピン等の連結手段を介してシャフトに揺動可能に係合しており、かつこの連結手段の位置がシャフトの軸方向に変動されることにより、斜板の回転中心位置と傾斜角が同時に変動するようにしているものである。従って、斜板型圧縮機の運転時には、圧縮過程にある

合、ピストンに加わる流体の反力は、斜板より垂直方向に伸ばされた垂線上に位置する瞬間回転中心Aに見掛け上集約される。一方スプールに加えられる圧力は連結手段の回転中心上に見掛け上集約される。

そこで本発明の圧縮機では連結手段の回転中心位置をシャフト中心よりずらして配設されるものであるため、この見掛け上の瞬間回転中心A点から斜板の回転中心までの距離が長くなることになる。その結果同様のモーメントを保持しつつ、スラスト荷重として圧縮機内部に生じる力を減少させることができる。

(発明の効果)

従って、本発明の可変容量式斜板型圧縮機によれば、従来と同等の可変容量作動を達成しつつ、圧縮機内部に生ずるスラスト荷重を大幅に減少させることができる。その結果、圧縮機の耐久性向上が図れ、長寿命化が達成できる。さらに内部に生ずるスラスト荷重が減少することに伴い、圧縮

機ハウジングとの一体化も図れ、その場合には圧縮機全体の軽量化も達成できる。

〔実施例〕

以下本発明の一実施例を図に基づいて述べる。
第1図は可変容量式斜板型圧縮機の縦断面図である。アルミニウム合金製のフロントハウジング4、フロントサイドプレート8、吸入弁9、フロントシリンダブロック5、リアシリンダブロック6、吸入弁12、リアサイドプレート11及びリアハウジング13はスルーボルト16によって一体的に固定され、圧縮機の外殻を成している。シリンダブロック5、6にはシリンダ64、65が夫々5ヶ所、各シリンダ64、65が互いに平行になるように形成されている。図示しない自動車走行用エンジンの駆動力を受けて回転するシャフト1はベアリング2及びベアリング3を介してそれぞれフロントシリンダブロック5及びスプール30に回転自在に軸支されている。また、シャフト1に加わるスラスト力(図中左方向へ働く力)はス

ラスト軸受15を介してフロントシリンダブロック5で受けている。

シャフト1の後端は支持部405に揺動自在に挿入され、また、支持部405はベアリング3を介してスプール30に回転自在に軸支されている。尚、シャフト1は後端と支持部405との間には、スプール30に図中右側へ向かう予荷重を与えるスプリング308が配設されている。又、支持部405に働くスラスト力(図中右方向へ働く力)はスラスト軸受14を介してスプール30を受けている。スプール30はリアシリンダブロック6の円筒部66及びリアハウジング13の円筒部135内に軸方向揺動可能に配されている。

支持部405は第2図のように略円柱状をしており、内部の貫通穴401内にシャフト1が挿入される。また支持部の外周にはピン407が2ヶ所それぞれ垂直に突出形成されている。本例ではこのピンが連結手段として作動し、このピン407の中心軸の直線は後述するようにシャフトの中心軸線よりもずれている。ピン407上には円筒

状のブッシュ409が配設されている。

また第3図に示すように斜板10の中心位置には凹部107が形成されており、この凹部107内に支持部405が挿入される構造となっている。第4図および第5図に示すように凹部には上記ブッシュ406を嵌入する保持溝106が形成されている。そして保持溝106内にブッシュ409を挿入した状態で保持板108によりブッシュ409が挟持される構造となっている。なお、保持板108は斜板10に締め固定される。

従って、斜板10はピン407を介して支持部405に対し揺動可能に連結されることになる。しかもその揺動位置はシャフト1の中心軸線より第3図において下方向に変位するものとなる。

斜板10のフロント側面にはスリット105が形成されており、シャフト1には平板部165が形成されている。そして、平板部165がスリット105内壁に面接触するようにして配されることにより、シャフト1に与えられた回転駆動力を斜板10に伝えるようになっている。

また、斜板10両側面にはシュー18及びシュー19が揺動自在に配設されている。一方、フロントシリンダブロック5のシリンダ64及びリアシリンダブロック6のシリンダ65内にはピストン7が揺動可能に配されている。上述のようにシュー18及び19は斜板10に対し、揺動自在に取り付けられており、またシュー18及び19はピストン7の内面に対し、回転可能に係合している。従って、斜板10の回転を伴う揺動運動は、このシュー18及び19を介しピストンに往復運動として伝達される。尚、シュー18、19は斜板10上に組み付けられた状態で、外面が同一球面上にくるように形成されている。

前記シャフト1の平板部165には長溝166が設けられており、また、斜板10にはピン通し孔109が形成されている。シャフト1の平板部165は斜板10のスリット105に配された後、ピン80及び止め輪によりシャフト1の長溝166に係止される。この長溝166内のピン80の位置により斜板の傾きが変わるのであるが、傾き

が変わると共に斜板中心の位置も変わる。すなわち、第1図中右側の第1作動室60においては、斜板10の傾きが変わってピストン7のストロークが変化しても、ピストン7の作動室60側の上死点は殆ど変わらずデッドボリュームの増加が実質的に生じないように長溝166が設けられている。一方、図中左方向の第2作動室50では斜板の傾きが変わると共にピストン7の上死点は変化するため、デッドボリュームも変化する。

尚、長溝166は厳密には曲線状となるが、実際の形成に当たってはほぼ直線の長溝で近似できることになる。さらに本例では長溝166の形成により平板部165の形状が過大となることがないように、長溝166はシャフト1の軸線上に配設されている。

図中符号21は軸封装置であり、シャフト1を伝って冷媒ガスや潤滑オイルが外部へ洩れるのを防いでいる。図中符号24は作動室50、60に開口し、吐出室90、93と連通する吐出口であり、この吐出口24は、吐出弁23によって開閉

される。吐出弁は図示しない弁押さえと共に図示しないボルトによりフロントサイドプレート8及びリアサイドプレート11に固定されている。図中符号25は作動室50、60と吸入室72、74とを連通する吸入口で、吸入弁9及び吸入ベッ12によって開閉される。

図中500は制御圧室200に導入される信号圧力を、吐出空間93内圧力と、吸入空間74内圧力との間で連続的に制御する制御弁である。

上記構成により圧縮機の作動について述べる。図示しない電磁クラッチが接続され、シャフト1にエンジンからの駆動力が伝えられると圧縮機は起動する。

圧縮機が長期間停止していた状態から始動する場合には、圧縮機内部に圧力差を生じていない。従って、制御圧室200内の圧力も、吸入空間74内圧力とさほど差がないことになる。このように、スプール30の前後で圧力差が生じなくなっている。すなわち、起動時においては、支持部405に対して斜板10を傾斜させる方向には荷重

が加わっていない。そして、スプリング308の設定荷重によりスプール30は図中右側へ変位し、斜板10はその傾斜角が最小となった状態で保持されている。

このような状態でシャフト1が回転を開始すると、シャフト1の回転は斜板10を介してピストン7を往復駆動することになる。このピストン7の往復移動に伴う作動室50、60内で冷媒の吸入、圧縮、吐出が行なわれることになる。

そして、吸入ポート（冷凍サイクルの蒸発器につながる）より吸入される冷媒ガスは、中央部の吸入空間70へ入り、次いで吸入通路71、73を通り、フロント・リア側の吸入室72、74へ入る。その後、ピストン7の吸入行程において、吸入弁12を介して吸入口25より作動室50、60内へ吸入される。吸入された冷媒ガスは圧縮行程で圧縮され、所定圧まで圧縮されれば吐出口24より吐出弁23を押し開いて吐出室90、93へ吐出される。高圧の冷媒ガスは吐出通路を通り、吐出ポートより冷凍サイクルの図示しない凝

縮器に吐出される。

この際、フロント側第2の作動室50はデッドボリュームが大きいため、リア側の第1作動室60よりも圧縮比が小さく、第2作動室50内の冷媒ガスの圧力は吐出空間内圧力（リア側第1作動室60の吐出圧力が導かれている）よりも低くなる。従って、フロント側第2作動室50での冷媒ガスの吸入、吐出作用は行なわれない。

圧縮機の起動時には、上述したように圧縮機吐出容量を最小容量とする。しかし冷凍サイクルより要求される圧縮機の能力が高い場合には、圧縮機の吐出容量を増大させる必要がある。

ここで、圧縮機に要求される能力、すなわち冷房負荷は、圧縮機の吸入側圧力と相関関係があることが知られている。すなわち、冷房負荷が高くと、圧縮機に大きな容量が必要とされる場合には、蒸発器におけるスーパーヒートに伴い、吸入側圧力が高くなる。逆に、冷房負荷が小さく、圧縮機に要求される吐出容量が少なくてもよい場合には、蒸発器での大きなスーパーヒートがなく、吸入側圧

力は低くなる。

本例の制御弁500では、この吸入側の圧力が低くなった時、ダイヤフラム503がスプリング502の付勢力に打ち勝って変位し、弁体504が弁座506に着座して信号圧通路402と低圧導入通路403とを遮断する。そのため、制御圧室200内の圧力が上昇する。

圧縮機の起動に伴い、吐出空間93内の圧力が上昇してくると、この圧力上昇を受けて、制御圧室200内の圧力も上昇することになる。

そのため、スプール30に対し、圧力差により図中左方向へ働く力(制御圧室200と吸入空間74との圧力差による)は圧縮機の回転に伴い次第に上昇する。そして、この力が前述した球面支持部405を図中右方向へ押す力及びスプリング308の合力に打ち勝つと、スプール30は次第に図中右方向へ移動し始める。そしてシャフト1の長溝166とピン80の作用により斜板10はその回転中心(支持部405上のピン407)を図中左方向へ移動しつつその傾きを大きくしてゆ

号として出力する。

第6図は圧縮機の作動中における圧力状態を示す模式図である。スプール30にはスプールの投影面積に信号圧室200内圧力と吸入室74内圧力との差圧を乗じた力が軸方向に加えられることになる。一方、斜板10にはピストン7の圧縮に伴う反力が加えられる。ここで、斜板10は長溝166とピン80との係合によりその角度が保持されるものであるため、斜板10に生じる圧力の瞬間中心Aは斜板10から垂線方向に伸ばした線とピン80と長溝166との係合面より垂線方向に伸ばした線との交点として求められることになる。

この瞬間中心A周りに生じる斜板を傾斜させようとするモーメントMはスプール30に生じる軸方向の力とつりあうことになる。またこのスプール30に生じる軸方向の力はひいてはピン407に加わる軸方向の力 F_b と一致する。従って、瞬間中心Aからピン407までの距離を L_a とした場合、上記モーメントMと軸方向荷重 F_b と

く、更に制御圧室200内圧力が上がってゆくと、スプール30はその肩部305がリアサイドプレート11に当たるまで図中左方向へ移動し、最大容量状態を実現する。これが第1図の状態である。第1図の状態では、吸入ポートより吸入される冷媒ガスは中央の吸入空間70に入り、吸入通路を過ってそれぞれ吸入室72及び74へ流入する。そして、吸入行程では吸入口25より吸入弁9及び12を介して、それぞれ作動室50及び60へ入り、次いでピストン7の変位と共に圧縮され、吐出口24より吐出弁23を介して、それぞれ吐出空間へ入り、吐出通路を通り吐出ポートより吐出され、外部配管で合流するものである。この状態では作動室50及び作動室60共に冷媒ガスの吸入、吐出作用を行っている。

圧縮機が作動を開始した後、冷房負荷が低減し吸入側の圧力が再度減少してくると、その圧力に応じて制御弁500は信号圧室402へ出力する圧力を制御することになる。すなわち、低圧通路403を介して導入される吸入圧を通算圧力倍

との関係は

$$M_a / L_a = S_c (P_c - P_s) = F_b$$

として計算されることになる。

この式より明らかなように、ピンに加わるスラスト方向の荷重 F_b を小さくするためには、瞬間中心Aまでの距離 L_a を長くすればよい。換言すれば、ピン407が配置される位置をシャフトの中心軸と斜板10の中心軸の交点よりも、圧縮途中にある第1作動室60よりは遠ざかる方向に(第1図中下方向)変位させればよい。

第7図はガイドピン80に加わる荷重およびフロント側のスラストベアリング15に加わる荷重を示す模式図である。上述のように、本発明に係わる圧縮機ではピン407の位置をシャフト1の中心軸線より図中下方向にずらしているため、ピン407に生じる軸方向の荷重 F_b を小さくできる。そしてこれにともないガイドピン80に加わる荷重 F_p およびフロント側のスラストベアリング15に加わる荷重 F_b も小さくできる。なぜなら、ピン407の位置をBとし、このB点周

りのモーメントを M_s を考えると、ガイドピン80に加わる荷重 F_p およびフロント側スラストベアリング15に生じる F_b は、

$$F_p = \frac{F_s}{\cos(\alpha - \beta)} = \frac{M_s}{L_p} \cdot \frac{1}{\cos(\alpha - \beta)}$$

$$F_b = F_p \cdot \sin \alpha = \frac{M_s}{L_p} \cdot \frac{\sin \alpha}{\cos(\alpha - \beta)}$$

となる。なお、 L_p はガイドピン80とピン407との距離を表す。ここでモーメント M_s はおよそ偶力モーメントと考えられるので、ピン407をシャフトの中心軸よりずらしたとしても、そのずらし量 δ_v が小さい時にはほとんど変わらないとみなすことができる。一方、この変位 δ_v に伴いピン407とガイドピン80との距離は変動する。すなわち、第7図において L_p のほうが L_p よりも大きくなる。かつピン407とガイドピン80とを結ぶ線の仰角は β のほうが β_0 よりも大きくなる。ここで、長溝166の仰角 α は明らかに0度以上90度以下の大きさであるため、
 $\cos(\alpha - \beta) > \cos(\alpha - \beta_0)$

の関係となる。この関係よりガイドピン80に加わる F_p はずらし量 δ_v が0の場合の荷重 F_{p0} より明らかに小さくなり、同様にスラストベアリング15に生じる荷重 F_b も明らかにずらし量 δ_v が0の場合の荷重 F_{b0} よりも小さくなる。このように、ピン407の位置を図において下方向にずらすことにより、ピン407に生じる荷重のみならずガイドピン80に生じる荷重およびフロント側のスラストベアリング15に生じる荷重も減少できることになる。

なお、圧縮機が第1図図示状態、すなわち100%容量で作動する状態においては、フロント側のスラストベアリング15に生じる荷重とリヤ側のスラストベアリング14に生じる荷重とは等しくなる。

第8図は上述したスラスト荷重低減効果を発揮できるために必要なピン407の位置を示す。

斜板10の傾斜角を変化させて圧縮機の吐出量を制御する際にその斜板10の挙動がピン407の位置によって変動することがあっては良好な

制御ができない。そのため、瞬間中心Aは常にA-W上になければならない。ここでA₀はずらし量 δ_v が0の場合のピストン7の瞬間中心を示す。Wはその瞬間中心A₀より斜板10におろした垂線の交点を示す。

また、ピン407の位置をずらした時に瞬間中心Aからピン407の中心までの距離 l はピン407の位置を変更する前の距離 l_0 より長くなければ、本願発明の作用が達成できず、そのためのピン407の位置は第8図中破線で示した線より下方向でなければならない。なお、第8図中破線で示したのはずらし量 δ_v が0の場合のピン407の位置を示す。

さらに、斜板10の傾斜角を変位させることができるためにも、ピン407の位置はガイドピン80の位置よりスプール30側、すなわち第8図において左側でなければならない。また同様に斜板10の傾斜角を変位させるためにも、ピン407の位置はW点より右側でなければならない。従って、ピン407が配置可能な位置は第8図にお

いて斜線で区切られた範囲内となる。なお、本発明者らの検討によれば、ピン407を第8図における斜線で区切られた範囲内に配置した場合、瞬間中心A点周りのモーメント M_s はこの範囲でほとんど変動がないことが確認されている。

ところでガイドピン80に生じる荷重 F_p は、ピン407の位置を第8図において右側にずらすような場合には明らかに減少することとなるが、ピン407を第8図において左側にずらした場合にはガイドピン荷重が増加してしまう場合もある。そのため、圧縮機全体としてスラスト荷重を低減させるようにするためには第8図における斜線によって区切られた範囲内であっても特に第8図における δ_v の範囲が望ましい。

なお、ピン407の位置を軸方向にもずらす場合には、瞬間中心Aが上述のごとく常にA-W線上にくるように傾斜溝166の傾斜角度を変動させる必要がある。

第9図はピン407のずらし量 δ_v とスラスト荷重 F_b との関係を示す。条件は圧縮機の吐出圧

特開平4-148083(7)

が25 kg/cm²G、吸入圧力P_sが3 kg/cm²Gとし、かつ圧縮機回転数が700回転で圧縮機の吐出容量が100%の状態を示す。この状態では、フロント側のスラストベアリング15に生じるスラスト荷重F_{br}とリヤ側のスラストベアリング14に生じるスラスト荷重F_{bl}は等しくなる。図よりずらし量 Σy を10mmとした場合約20%程度スラスト荷重を低減させることができる。

第10図は第9図と同じ条件のもと、ガイドピン80に生じる荷重F_pを示したものである。この場合もずらし量 Σy を10mmとした場合約20%の荷重低減が認められる。さらにガイドピン80に加わる荷重は軸方向のずらし量 Σx を10mm程度持った場合には約10%低減することができる。

このように本例の圧縮機ではピン407の位置をシャフト1の中心軸よりずらしたため、スラスト荷重を大幅に低減することができる。

なお、第11図は本発明の他の実施例を示す。この例は連結手段としてピンに代えて球面支持部

405を採用している。即ち、シャフト10は球面支持部405を介して揺動自在に支持されるようにしている。そしてこの球面支持部405の中心位置は上述の第1図のピンと同様シャフト1の中心軸線上よりずらすようにしている。

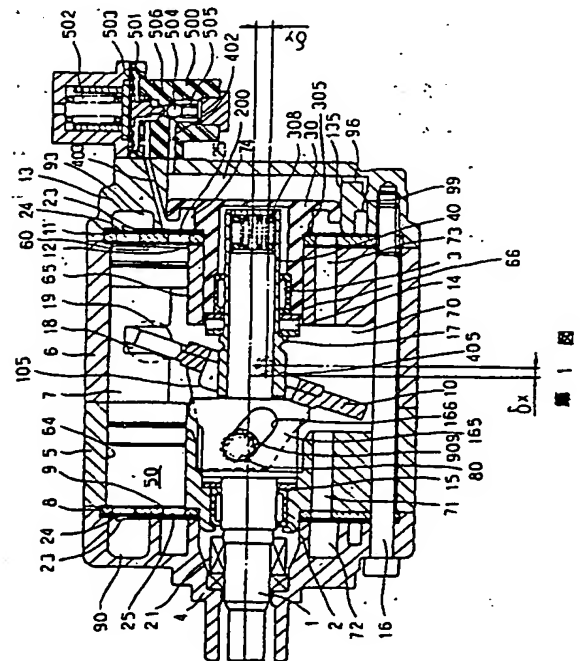
4. 図面の簡単な説明

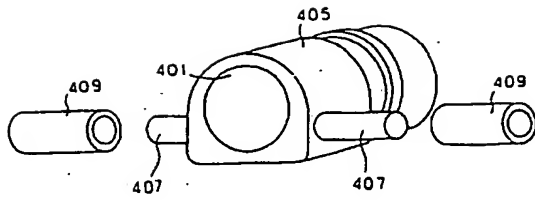
第1図は本発明圧縮機の第1実施例を示す断面図、第2図は第1図図示支持部の斜視図、第3図は第1図図示支持部とシャフトとの係合状態を示す断面図、第4図は第3図をIV方向より見た正面図、第5図は第3図のV-V矢視断面図、第6図は第1図図示圧縮機の圧力状態を示す模式図、第7図は第1図図示圧縮機のガイドピン80周りの圧力状態を示す模式図、第8図は第1図図示圧縮機におけるピンの配置可能位置を示す模式図、第9図および第10図は第1図図示圧縮機の効果例を示すグラフ、第11図は本発明圧縮機の他の実施例を示す断面図である。

1…シャフト、5、6…シリンダブロック、7

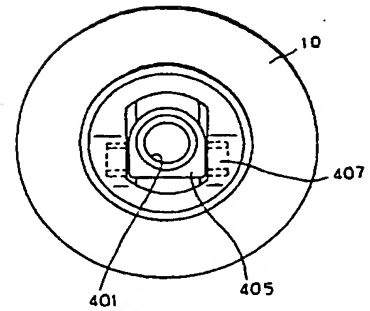
…ピストン、10…斜板、30…スプール、40
5…支持部、407…ピン。

代理人弁理士 岡部 隆
(ほか 1名)

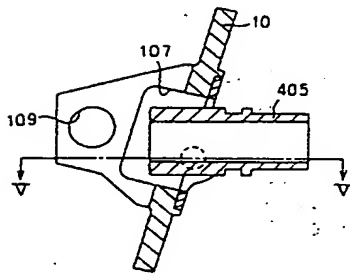




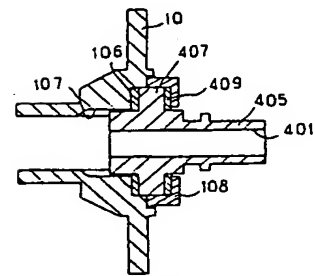
第 2 図



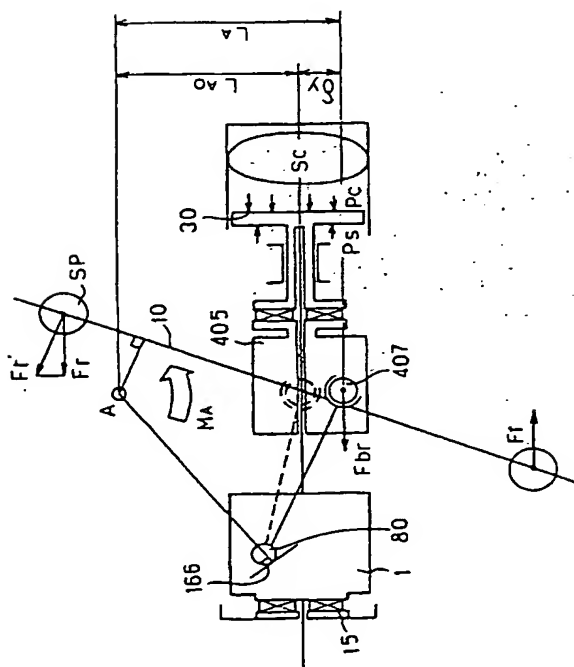
第 4 図



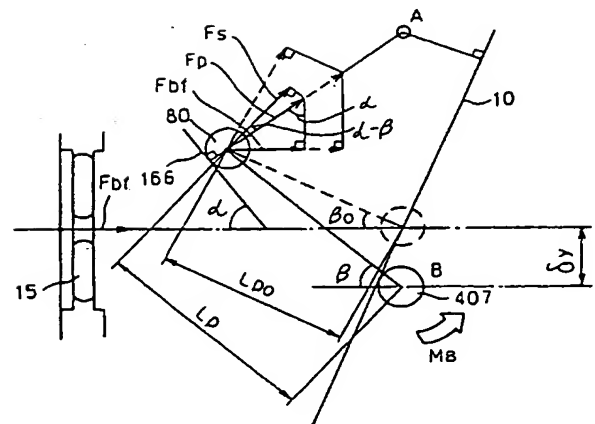
第 3 図



第 5 図



第 6 図



第 7 図

THIS PAGE BLANK (USPTO)